

⑤ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 昭和60年(1985)6月1日

G 11 B 33/08
F 16 F 15/027177-5D
6581-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全7頁)

⑭ 発明の名称 車載用デジタルディスクデッキの緩衝装置

⑮ 特 願 昭58-206691

⑯ 出 願 昭58(1983)11月2日

⑰ 発 明 者 栗 田 直 三 郎 川崎市高津区末長1116番地 株式会社ゼネラル内
⑱ 発 明 者 沢 昌 孝 成 川崎市高津区末長1116番地 株式会社ゼネラル内
⑲ 出 願 人 株式会社ゼネラル 川崎市高津区末長1116番地
⑳ 代 理 人 弁理士 大原 拓也

明 細 書

1. 発明の名称

車載用デジタルディスクデッキの緩衝装置

2. 特許請求の範囲

デジタルディスクデッキの筐体と、読取りヘッドを含む機構部分との間の垂直方向、水平方向、横方向のそれぞれの間隙に、頂点が前記筐体内面あるいは前記機構部分の外面に固定されるほぼくの字形の板ばねを緩衝ばねとして挿入して前記筐体内に機構部分を保持させ、かつ、クローン減衰作用を行なわしめるため、前記板ばねの該脚部と脚部が当接する当接面との動摩擦係数を0.02～0.5に設定したことを特徴とする車載用デジタルディスクデッキの緩衝装置。

3. 発明の詳細な説明

この発明は、回転中のデジタルディスクから情報を読み取る場合の安定化装置に関する。さらに詳しくは、デジタルディスクを振動や加速度の変動が大きな自動車に載せて使用する場合に、振動等の外乱の影響を受けることなく正確に情報

を読み取ることができるようにしたデジタルディスクデッキの緩衝装置に関するものである。

デジタルディスク機器の使用時における外部からの衝撃や振動は、時に情報トラックに対するヘッドの異常変位を招来する。特に、自動車等に設置される機器においては、衝撃、振動、加速度の変動が情報の読み取りに悪影響を及ぼし、ドロップアウトの状態になることが多く、このドロップアウトによって発生する雑音が車載用機器の場合の大きな問題となる。したがって、デジタルディスクデッキを車載用とする場合には、必ず当面する外乱である過渡振動、定常振動、制動加速度を十分解析した上で、読取りヘッドとディスクのトラックの異常相対変位の除去を図ることが肝要である。

以下、これらの解析過程を示し、さらにヘッドとトラックの異常相対変位の除去を図ることができ装置について言及する。

まず、デジタルディスクトラックの持つ情報は、電磁、静電、光学何れの方法による読み取り

に対しても読み取りヘッドへの現時点位置ベクトルをも示すことができるものとする。すなわち、ヘッドは常に自体のあるべき位置をディスクから知らされている。しかし、両者間の係合は一般に間隔とばね係数と抵抗とを持つ機械系であり、外乱による相対変位を生じ得る。この相対変位を封じるためにヘッド側においてはトラック追従用のサーボ機能を有してはいるが、この機能も外乱により機器を構成する諸機素の相対運動が著しいとき満されなくなる。一般に、実機におけるヘッドのサーボ機能は、外乱用振動数と加速度振幅、あるいは単なる加速値に対し、自体の遮断周波数を $1 \sim 2 \text{ kHz}$ 、そして許容できる加速度は 10 m/sec^2 以内であることが望ましいものとして設定されている。

上述のことから、ヘッド自体の研究と並行して、ヘッド以外のデッキ構成諸機素についても外乱による支障の除去を考える必要が見出される。機能に支障を来す外乱については、デッキの使用場所を走行中の自動車に例をとるならば当然のことと

して室内使用時の外乱条件はほぼ含まれる。したがって解析を走行中の自動車客室内について行なう。

自動車内に取り付けられるディスク機器は比較的振動の少ない所に設置される。機器への外乱は機器の筐体が車体の一部に置かれるとき、車体の持つエンジン振動を例えば R. P. M. 600~6000 とすれば外乱振動数として R. P. S 10~100 であり、この振幅は小さいが直接に、またはその高調波がディスク機器筐体を加振する。この外乱を第1の外乱と名づけておく。

次に、一回だけの異常路面による外乱について考える。この力学モデルを第1図に示す。仮定する異常突起高さを $2u$ とし、路面上下変位を $x = u(1 - \cos \dot{\theta} t)$ とし、波長を比較的長くとった盛り上がりについて考える。これが自動車4が速度 v で走行中に高さ $2u$ である路面5上の異常障害3を通過しようとする状態の力学モデルであって、悪影響、落石等を想定した力学解析を容易にするための近似化条件である。ここにおい

て $x = u(1 - \cos \dot{\theta} t)$ で示された外乱を第2の外乱と名づけておく。さらに、常識的な範囲の制動操作によるときの負の加速度が機器に及ぼす外乱を第3の外乱と名づける。そして、これらの3種の外乱が機器に与える現象を逐次解析することによって、これらの外乱に効果のある機器機構部の緩衝体系を得ることができる。

第1の外乱は、特定の走行状態では定常波となり、走行条件によってある範囲内で変化する。ここに、車内の一部に固設された筐体の振幅を A 、また、その筐体に対しばね定数 k と粘性係数 c とによって係合する質量 m のディスク機器フレームの振幅を X 、また、 k を限界減衰係数 C_c に対する c の比とすると、振動工学上次の関係が与えられている。すなわち、

$$\frac{X}{A} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}{\{1 - (\omega/\omega_n)^2\}^2 + (2\xi\omega/\omega_n)^2}} \quad \text{なお } \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

である。上式において $\xi < 0.5$ 以内、また、

$\omega_n < \frac{\omega}{\sqrt{2}}$ のとき X/A は共振点をこえて1よりも

小さい。許し得る範囲において ξ と ω_n を小さくすれば機器内の機素相互の相対変位、相対加速度等を小さくでき、ヘッドのサーボ機能が満される。

第2の外乱は、路面からのものであるため、外乱による車体の過渡振動を解き、次いで機器機構の緩衝を求めなければならない。第1図(c)の力学モデルにおいて前述のように異常路面凸起障害の高さの位置ベクトルを時間 t の関数

$$x = u(1 - \cos \dot{\theta} t) \quad \cdots (1)$$

とおき、自動車4のホイールベースを $l = AB$ とするとともに、自動車4の質心を l の中央部と仮定する。点Bは、ばね定数 k 、ダッシュポットによる粘性係数 c を介して障害部を走行する。このとき点Bは振動の中心であり、点Aは懸点になる。ここで、点Aを軸とする自動車4の角変位を ϕ とし、ABの中点の上下変位を y としておく。なお、障害は一周期 T 秒で終了し、その間の走行量は、車速を v 、凸起の相当波長を $2s$ とおくと

$$2s = vT$$

で表わされる。

したがって、 v なる速度のときの前輪接地点の
面く円振動数を $\dot{\theta}$ とおけば

$$\dot{\theta} = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi}{\frac{2s}{v}} = \frac{v\pi}{s} \quad \dots (2)$$

$$y = \frac{\ell}{2} \phi$$

$$\dot{y} = \frac{\ell}{2} \dot{\phi}$$

$$\ddot{y} = \frac{\ell}{2} \ddot{\phi}$$

となる。

さらに、点Bに生じる力をFとし、それによる
モーメントをN、点Aに対する車の慣性率を
 I_A とおけば、

$$N = \ell F = I_A \times \ddot{\phi}$$

$$F = \frac{I_A \ddot{\phi}}{\ell} = \frac{m\ell^2}{3} \times \frac{\ddot{\phi}}{\ell} = \frac{m\ell}{3} \times \frac{2\ddot{y}}{3} = \frac{2}{3} m \ddot{y}$$

となり、B点に生じている力はまた $c(\dot{x} - 2\dot{y})$
+ $k(x - 2y)$ とおけるため、

$$\frac{2}{3} m \ddot{y} = c(\dot{x} - 2\dot{y}) + k(x - 2y) \quad \dots (3)$$

となる。

$$v = 60 \text{ km} / \text{h}$$

$$2s = 0.6 \text{ m}$$

$$u = 0.05 \text{ m}$$

$$m = 1000 \text{ kg}$$

$$k = 20000 \text{ N/m}$$

$$\ell = 0.5$$

において式(5)による y を求めるとき実際に起り
得る車体の過渡振動がわかる。この計算結果を第
4図に示す。この図形からは式(5)に代えて、 y
の代りに X_0 を変数とする筐体への外乱とし、極
めて簡易化された次式の式(6)が便利であること
がわかる。式(6)については第4図から

$$\rho = 0.0035 \text{ m}$$

$$\text{外乱の作用時間 } T_Y / 2 = 0.033 \text{ 秒}$$

$$\text{円振動数 } T_Y = 2\pi / T_Y = 95.2$$

を読みとって

$$X_0 = \rho(1 - \cos \dot{y} t) \quad \dots (6)$$

$$t = 0 \rightarrow T_Y / 2$$

とおく。

X_0 は筐体の振動変位入力であり、ばね定数 k_0

このとき、上式と式(1)から

$$m\ddot{y} + 3c\dot{y} + 3ky = \frac{3u}{2}(c\dot{\theta} \sin \dot{\theta} t - k \cos \dot{\theta} t) + \frac{3k u}{2}$$

$$= \frac{3u}{2} \sqrt{k^2 + (c\dot{\theta})^2} \sin(\dot{\theta} t - \alpha) + \frac{3k u}{2}$$

$$\text{但し } \alpha = \tan^{-1} \frac{k}{c\dot{\theta}} \quad \dots (4)$$

となり、式(4)の微分方程式を解けば次のように
なる。

$$y = C e^{-\frac{3c}{2m} t} \sin(\omega t + \phi) + \frac{u}{2}$$

$$\frac{3}{2} u \sqrt{k^2 + (c\dot{\theta})^2} \sin(\dot{\theta} t - \alpha + \beta) \quad \dots (5)$$

$$\sqrt{(3k - m\dot{\theta}^2)^2 + (3c\dot{\theta})^2}$$

$$\text{但し } \sqrt{\omega_n^2 - \left(\frac{3c}{2m}\right)^2} = \omega_d, \sqrt{\frac{3k}{m}} = \omega_n,$$

$$\beta = \tan^{-1} \sqrt{\frac{3c\dot{\theta}}{m\dot{\theta}^2 - 3k}} > 0$$

$t = 0 \rightarrow$ 周期Tで外乱は終了し、その後の系は自
由減衰に移る。

ここで、一般的にあり得る条件として

による抵抗とクーロン抵抗 $(p/2) \mu \times 2$ を介して
機構側質量 m_0 による $m_0 \ddot{z}$ が平衡する。この状態
を力学モデル第3図(a)に示した。このときの平
衡式は次のようになる。

$$k_0(X_0 - z) + \mu P = m_0 \ddot{z} \quad \text{但し } \dot{X}_0 > \dot{z} > 0 \quad \dots (7)$$

式(6)と式(7)によって z を解くと、

$$z = -\left(\frac{k_0 \rho}{m_0 \dot{y}^2 - k_0} + \frac{k_0 \rho + \mu P}{k_0}\right) \cos \sqrt{\frac{k_0}{m_0}} t + \frac{k_0 \rho + \mu P}{k_0}$$

$$+ \frac{k_0 \rho}{m_0 \dot{y}^2 - k_0} \cos \dot{y} t \quad \dots (8)$$

ここに、式(6)に対し、 $\rho = 0.0035 \text{ m}$, $\dot{y} = 95.2$ 、

また実用上に想像される1例

$$m_0 = 2 \text{ kg}$$

$$k_0 = 1000 \text{ N/m}$$

$$\mu P = 1 \text{ N} \quad (5 \text{ mm たわんだときの } k_0 = 10000 \text{ N/m による力は } 5 \text{ N であり、その } 20\% \text{ を } \mu P \text{ と仮定した。})$$

を式(8)に用いるとき第5図の時間 t に対する特
性が得られる。

第5図から外乱はほぼ $t = 0.033$ 時点で終

了して z は定値になっていることがわかり、図上によるその値を $\Delta z / \Delta t$ から 0.067 m と見做すことができ、解に用いた外乱はまた設定した m_0 と k_0 と μp とによって著しく緩衝されているものと言える。このときの機構側固有円振動数は $\sqrt{k_0/m_0} = 22.36$ であり、前記遮断周波数に比べ極めて低いことがわかる。

一方、第1の外乱において、エンジンのとりうる回転数に対しデッキ用ダンパが起振振幅より小なるためには既述のエンジン R. P. S⁽⁼⁰⁾ においては

$$\omega_n < \frac{10 \times 2\pi}{\sqrt{2}} = 44.42$$

であった。したがって、 ω_n は十分に $\sqrt{k_0/m_0}$ を含み、第1の外乱と第2の外乱とを同時に緩衝できるデッキ緩衝系は実在しうることがわかる。

次に、第3の外乱については慣用される比較的急な制動を例にとってみる。ここに車速 v と制動距離 S を次のようにおく。

$$v = 40 \text{ km/h} = 11.11 \text{ m/sec}$$

$$S = 10 \text{ m}$$

$$\ddot{x}_{00} = \frac{1}{2} - \alpha t^2 \quad \dots (10)$$

式(9)、式(10)の解 \ddot{z}_{00} は機構に生ずる絶対加速度であり次のようになる。

$$\ddot{z}_{00} = \left(\alpha - \frac{\mu p}{m_0} \right) \cos \sqrt{\frac{k_0}{m_0}} t - \alpha \quad \dots (11)$$

ここに、 μp が0のときを仮定して式(11)を用いると、

$$t=0 \text{ において } \ddot{z}_{00} = 0$$

$$\sqrt{\frac{k_0}{m_0}} t = \pi \text{ において } \ddot{z}_{00} = -2\alpha$$

となって m_0 に α の2倍の加速度が生じる。ばおを除去することを仮定しても、これは k_0 を極めて高い値とに通じるため $\ddot{z}_{00 \text{ max}}$ を低めることにはなり難い。ここに、第1の外乱および第2の外乱との同時対応策を考えれば上に示された $\ddot{z}_{00 \text{ max}}$ は比較的低いため適切な k_0 を置くことは好都合と考える。

ここに改めて既述の部分で仮定した $\mu p = 1 \text{ N}$

と $m_0 = 2 \text{ kg}$ による $\sqrt{\frac{k_0}{m_0}} t = \pi$ の時点で

$$\frac{\mu p}{m_0} = \frac{1 \text{ N}}{2 \text{ kg}} = 0.5 \text{ m/sec}^2$$

を式(11)に用いれば

このときに生じる加速度を α 、見かけ上の車と地面との摩擦係数を μp とおけば

$$\alpha = \frac{-v^2}{2S} = -6.171 \text{ m/sec}^2 \approx -0.63g$$

μp については車質量 m 、鉛直重量 mg から $m\alpha + mg \cdot \mu p = 0$

$$\mu p = \frac{-\alpha}{g} = \frac{6.171}{9.8} = 0.63$$

と示される。この程度の制動では一般に地表に対するタイヤ面の接触は静摩擦が作用し、ブレーキディスクとブレーキシューの間に動摩擦が作用している。

制動に入る前の車両は定速度走行でありこの状態を速度 = 0、車の位置ベクトル = 0 とする慣性系座標をおく。ここに車の変位を x_{00} とおけばこれは車体と一体の筐体の運動も同一である。力学モデル第3図(b)にこの状態を示す。機器機構部質量は m_0 であり、 m_0 は筐体上下壁から μp の定値の力を受ける。このときの平衡式は次のようである。

$$k_0(x_{00} - z_{00}) + \mu p = m_0 \ddot{z}_{00} \quad \text{但し } t=0 \text{ からの微小時間において } |\ddot{x}_{00}| > |\ddot{z}_{00}| > 0 \dots (9)$$

$$\ddot{z}_{00 \text{ max}} = -(\alpha - 0.5) - \alpha = -2\alpha + 0.5$$

となって m_0 の加速度の絶対値は低下する。しかしこの場合、制動開始の初期に $\mu p/m_0$ である低い加速度 \ddot{z}_{00} が発生する。したがって上記からは

$$0 < \frac{\mu p}{m_0} < \alpha$$

を設計上の目安とすることができる。制動操作に係わり、ここにおいても $\sqrt{k_0/m_0}$ に見合う振動数は例示実数において 3.5611 Hz にすぎないため光学ヘッドの既述遮断波数に対し極めて低い。

以上の解析から明らかなように、3種の外乱は力学モデル第3図(a)、(b)に示したように適当な $m_0, k_0, \mu p$ を選択すれば十分に緩衝されヘッドの脱取り追従不能によるドロップアウトを回避できる。

この発明は、これらの解析結果をふまえて提案されるもので、その目的とするところは、軌車型のデジタルディスクデッキにおいて、車体側に固設された該デッキの筐体に伝達される車体から

の振動等を該デッキの読取りヘッドを含む機構部分に直接的に伝えることのない緩衝装置を提供することにある。

すなわち、この発明は、デジタルディスクデッキの機構部分と該デッキの筐体との間にクーロン摩擦を利用した緩衝ばねを介在させ、筐体に伝えられる振動等を緩和することにより、デジタルディスクの読み取りにおけるドロップアウトを防止し、移動する車内においても衝撃や振動等の有無や強弱に関係なく、デジタルディスクの忠実な再生を可能とすることを特徴としている。

以下、この発明の実施の一例を添付図面に示し、これを参照しながら、詳しく説明する。

第2図(a)、(b)は、この発明に係るデジタルディスクデッキの横断面図と縦断面図である。第2図(a)、(b)におけるデジタルディスクデッキの機構部分6は、自動車4の車体側に固設された筐体7の内側に保持されている。この場合、機構部分6の保持手段は、筐体7の内面とこれに対向する機構部分6の外面の間に挿入された弓形の板

ばね8である。この板ばね8は、機構部分6の六外面にそれぞれ頂点9が固定されるとともに、両脚10側が筐体7の内面に対し摺動可能に設定されている。この実施例においては、デジタルディスクデッキは横型に構成されているため、板ばね8が受ける荷重の平均化を意図して垂直荷重や垂直変動を受ける上側と下側の板ばね8はそれぞれ並列に二枚ずつ配設されている。なお、この実施例に示した板ばね8は、それぞれ頂点9側を機構部分6に固定し、両脚10側を筐体7の内面に対し摺動可能に設定しているが、逆に筐体7の内面を板ばね8の固定側としてもよいことはいうまでもない。

この板ばね8は、それぞれの両脚10の先端が筐体7の内面に当接し、かつ、摺動可能に構成されているため、板ばね8の作動に応じて両脚10とこの両脚10が当接する筐体7の内面に摩擦力が生じる。これが振動を減衰させるクーロン摩擦である。

実設計に当って緩衝ばね力と、そのばねと対応

接面との間に生ずる摩擦力は次のようにして容易に計画できる。すなわち、第2図(a)、(b)において、上下振動緩衝に役立つばね力は上部および下部に置かれたばね定数の和になる。これを $2K_1$ とおく。このばね振動減衰のためのクーロン抵抗は同図において前後および左右に対向するばね力をそれぞれ P_2 、 P_3 とするとき $\mu_2 P_2$ 、 $\mu_3 P_3$ とする。ここに μ_2 、 μ_3 は定数 K_2 、 K_3 のばねの取り付け面対面間との摺動時の摩擦係数で一応定数とする。しかし、 P_2 、 P_3 の値を如何ようにおいても K_2 、 K_3 は変えることがないことは並列ばねの特性から明白である。したがって、 K_2 、 K_3 に係わりなく求めうる任意の値 $2(\mu_2 P_2 + \mu_3 P_3)$ と、 $2K_1$ による振動系が成立する。これは上下方向の振動系であるが、同様にして第2図(a)、(b)に対する前後、左右系の任意の振動系が求められることになる。この方法はさらに摩擦係数を各面毎に変えて多様な振動系を置き得ることを可能とする。 μ の値は工業的に容易に0.02～0.5に置くことができる。

μ の値は、クーロン摩擦による減衰を考えると0.2～0.24が最適であるが、前記の範囲においてもまた効果的な減衰作用を設定することができる。

これまでに述べた解析結果や説明から明らかなように、この発明によれば板ばね8自体が弾性を持っているばかりでなく、板ばね8の両脚10の先端部とこの先端部と当接する当接面との間の摩擦力を利用することによって従来機器よりさらに効果的なクーロン減衰作用を行なわしめることができる。これは、上記の範囲に動摩擦係数を設定すると伝達振動等を光学ヘッドの遮断周波数よりもきわめて低い周波数に押えることができるため、衝撃、振動、加速度変動の激しい車載型のデジタルディスクデッキにおいて、読み取りエラーの虞れがない緩衝装置を提供できることを示している。

すなわち、この発明によれば、外部からの振動や衝撃に強いデジタルディスクデッキを提供することができる。

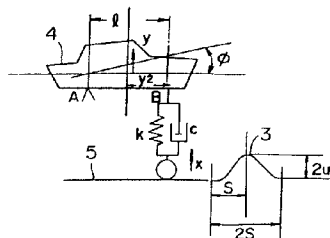
4. 図面の簡単な説明

第1図は自動車が外乱体を通過する場合の力学モデル図、第2図(a)はこの発明に係る緩衝装置の概略を示す横断面図、第2図(b)はその縦断面図、第3図(a)はばね定数による抵抗とクーロン抵抗を介して機構側質量による慣性力が平衡する状態を示す力学モデル、第3図(b)は、制動に入る前の定速度走行時の同様の力学モデル、第4図は式(5)による過渡振動の計算結果を表わすグラフ、第5図は実用上の一例を式(8)に適用した場合の特性を示すグラフである。

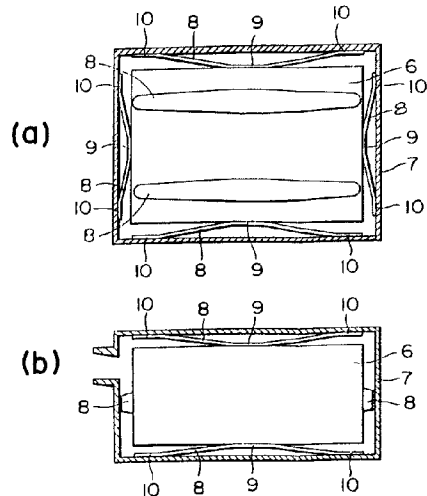
図中、3は路上障害物、4は自動車、5は路面、6は機能機構部、7は筐体、8は板ばね、9は頂点、10は脚である。

特許出願人 株式会社ゼネラル
代理人弁理士 大 原 拓 也

第 1 図

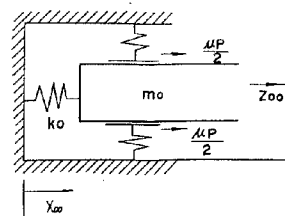


第 2 図

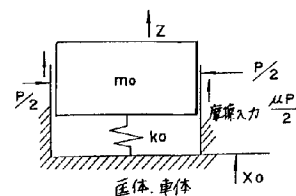


第 3 図

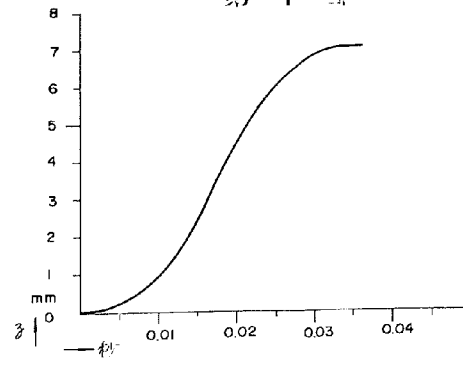
(b)



(a)



第 4 圖



第 5 圖

